第 38 卷第 5 期　　工 程 热 物 理 学 报　　Vol.38, No.5
2017 年 5 月　　JOURNAL OF ENGINEERING THERMOPHYSICS　　May, 2017

带阻性管的环路行波热声发动机性能研究

杨 睿　王 祎　封 叶　汤 珂　金 滔

(浙江大学制冷与低温研究所，浙江省制冷与低温技术重点实验室，杭州 310027)

摘　要　高效的行波热声发动机要求回热器处在接近行波和高声阻抗的声场。为此，本文拟采用阻性管进行调相，设计了一台单级环路行波热声发动机，分别以 He, N_2 和 CO_2 为工质，对该热声发动机的起振特性和稳态运行工况进行了系统的实验研究。结果表明，安装阻性管后，单级环路行波热声发动机的起振温度可以被降低 300°C 以上，最低起振温度仅为 55°C (工质为 CO_2，平均压力为 2.35 MPa)。此外，系统可以在 200°C 以下的加热温度达到比较可观的压比。可见，阻性管可以作为环路行波热声发动机的一种有效调相方式，本文所提出的热声发动机系统具有利用低品位热源驱动的潜力。

关键词　阻性管；热声发动机；起振温度
中图分类号：TB511　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：0253–231X(2017)05–0937–04

Study on the Performance of a Looped Thermoacoustic Prime Mover With Resistance Tube

YANG Rui　WANG Yi　FENG Ye　TANG Ke　JIN Tao

(Institute of Refrigeration and Cryogenics, Key Laboratory of Refrigeration and Cryogenic Technology of Zhejiang Province, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract　One key issue for a highly efficient travelling-wave thermoacoustic engine is the acoustic field characterized by near-travelling wave field and high acoustic impedance in the regenerator. A single-stage travelling-wave thermoacoustic prime mover has been designed, including a resistance tube to adjust the acoustic field. Systematic experiments on the onset characteristics and the steady state of the prime mover have been conducted with helium, N_2 and CO_2 as working fluids, respectively. The results show that the onset temperature of the prime mover can be lowered by more than 300°C when the resistance tube was introduced into the loop. The lowest heating temperature to initiate the onset is only 55°C, when the working fluid is CO_2 and the mean pressure is 2.35 MPa. Besides, the prime mover can be operated with a considerable pressure ratio when the heating temperature is below 200°C. Consequently, the resistance tube can be used as an effective phase adjustor for a looped thermoacoustic prime mover and the system proposed in this work shows a promising potential to utilize low-grade thermal energy.

Key words　resistance tube; thermoacoustic prime mover; onset temperature

0 引　言

热声热机是一种无运动部件热力机械，具有高可靠性和环境友好性的优点 [1]。在能源短缺和环境恶化的困境下，由低品位热源 (工业余热，地热和太阳能等) 驱动的热声发动机成为了能源领域研究热点之一。早期的实用热声发动机是驻波型热声发动机，然而，因其热力学循环的不可逆性，无法实现较高的热效率 [1]。Ceperley[2] 提出了基于可逆的热力学循环的行波热声发动机的构想，Yazaki 等 [3] 根据 Ceperley 的构想，建成了一台环路行波热声发动机，并成功观察到热声振荡现象。Backhaus 和 Swift[4] 提出的热声斯特林发动机成功解决了 Ceperley 系统中回热器处声阻抗较低的问题，将热声发动机的效率提升至与传统内燃机相当的水平。然而，由于热声斯特林发动机中采用了驻波谐振管，所需的驱动热源温度较高，极大地限制了其应用空间。de Blok[5] 提出了多级环路行波热声发动机的概念，在环路中设置了多个回热器单元，通过增加回热器单元的面积来提高回热器处的声阻抗，可有效利用温度低于 200°C 的热源，这说明环路行波热声系统有望成为一种利用低品位热源驱动的高效热机。

收稿日期：2016-12-28; **修订日期**：2017-04-16
基金项目：国家自然科学基金资助项目 (No.51576170)；国家重点基础研究发展计划项目 (No.613322)
作者简介：杨　睿 (1990–)，男，博士研究生，主要从事热声热机研究。　**通信作者**：金　滔，教授/博导，Email:jintao@zju.edu.cn

de Blok 提出的环路热声系统依赖于结构的对称性来建立合适的声场，这限制了其结构形式并增加了设计、加工和安装工艺等方面的难度。对于不具备对称性的环路系统，需要额外的调相装置来建立合适的声场。Yu 和 Jaworski 等 [6] 研制了一套单级环路行波热声发电系统，该系统通过在环路中插入一段长度可调节的旁支管来调相，并且将电机串联在谐振管中进行发电，获得了 1.4%的最大热电转换效率。康慧芳等 [7] 也建立了一台双级行波热声发电系统，利用旁支管和球阀调相，以 1.8 MPa 的 He 为工质，当两级的加热温度分别为 512°C 和 452°C 时，最大输出电功可达 204 W。当两级的加热温度分别为 512°C 和 452°C 时，最大热电转换效率为 3.43%。

但是，目前这些调相方式都会造成较大的能量损失，导致采用这些调相方式的系统效率都较低，因此，探寻声功损耗更低的调相方式对于环路热声系统的设计具有重要意义。本文首先分析了高效行波热声发动机对声场的要求。在此基础上，设计了一台环路行波热声发动机，并利用阻性管作为调相方式使系统建立起合适的声场。然后，对该热声发动机的起振特性和稳态运行工况进行了系统的实验研究，探索利用阻性管进行调相的机制以及利用低品位热源驱动环路热声发动机的可行性。

1 热声回热器的理论分析

回热器是行波热声发动机实现热声转换的场所，对回热器处声场的合理设计是整个热声系统设计的关键。根据热声学理论 [8]，声功沿回热器微元管段的变化如下：

$$\frac{\mathrm{d}E_2}{\mathrm{d}x} = -\frac{r_\mathrm{v}}{2}|U_1|^2 - \frac{1}{2r_\kappa}|p_1|^2 + \frac{1}{2}\mathrm{Re}\left[g\tilde{p}_1U_1\right] \quad (1)$$

式中，E_2 为流经微元管段的声功率流，$\mathrm{d}x$ 为微元管段的长度。r_v、r_κ 分别为微元管段的黏性流阻和热弛豫阻。U_1 和 p_1 分别代表体积流速振幅和压力振幅。Re 表示复数实部，g 代表声功源项。上式右侧的第一项表示由流体黏性引起的黏性耗散；第二项表示由热弛豫引起的热弛豫耗散；第三项表示热声转换带来的声功增益。

对于回热器，g 近似等于 $\mathrm{d}T_\mathrm{m}/T_\mathrm{m}$[8]，其中，$T_\mathrm{m}$ 为微元的平均温度，$\mathrm{d}T_\mathrm{m}$ 为微元的温差。由于回热器流道的水力半径明显小于工质的热渗透深度，气体微团与回热器壁面的热接触良好，因此热弛豫阻的影响可以忽略 [8]。由此，式 (1) 可简化为

$$\frac{\mathrm{d}E_2}{\mathrm{d}x} = -\frac{r_\mathrm{v}}{2}|U_1|^2 + \frac{1}{2T_\mathrm{m}}\frac{dT_\mathrm{m}}{dx}|p_1||U_1|\cos\varphi \quad (2)$$

式中，φ 为 p_1 和 U_1 之间的相位差。r_v、U_1 的计算式分别为

$$r_\mathrm{v} = \frac{\omega\rho_\mathrm{m}}{A}\frac{Im[-f_\mathrm{v}]}{|1-f_\mathrm{v}|^2} \quad (3)$$

$$U_1 = \nu_1 A \quad (4)$$

式中，ω 为角频率，ρ_m 为平均密度，A 为圆管流道截面积，γ 为比热比，p_m 为平均压力，v_1 为流速。f_v 和 f_κ 为与管道几何形状有关的黏滞函数和热函数。将式 (3)、(4) 代入式 (2)，可以得到

$$\frac{\mathrm{d}E_2}{\mathrm{d}x} = -\frac{\omega\rho_\mathrm{m}}{2}\frac{\mathrm{Im}[-f_\mathrm{v}]}{|1-f_\mathrm{v}|^2}A|v_1|^2 + \frac{1}{2T_\mathrm{m}}\frac{dT_\mathrm{m}}{dx}|p_1||U_1|\cos\varphi \quad (5)$$

由式 (5) 右侧的第一项可知，降低黏性损失的一个办法是降低流速。由式 (5) 右侧的第二项可知，φ 为 0 时最有利于声功的产出。由此可得出行波热声系统设计的关键原则：1) 回热器处的低流速。流速可以用无量纲声阻抗 Z_n 表征，$Z_\mathrm{n} = |p_1/v_1|/\rho_\mathrm{m}c$，其中 c 代表声速。当 $Z_\mathrm{n} \gg \rho_\mathrm{m}c$ 时，流体的流速较小，有利于减小回热器处的黏性损失。2) 回热器处的声波要接近行波相位。当回热器处的声波压力和速度的相位为 0 时，$\cos\varphi$ 最大，最有利于热声转换过程。

2 实验系统

基于上述高效回热器的关键设计原则，提出了如图 1 所示的单级环路行波热声发动机方案，主要由一个热声核 (包括加热器、回热器和水冷器) 和阻

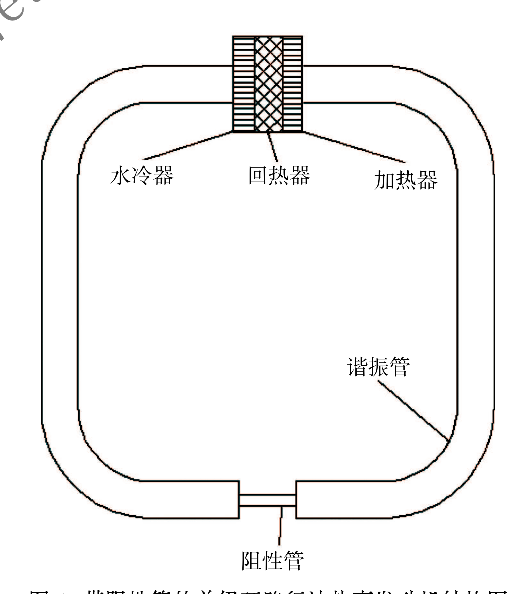


图 1 带阻性管的单级环路行波热声发动机结构图

Fig. 1 Schematic of the single-stage looped thermoacoustic prime mover with resistance tube

性管以及谐振管连接而成一个环路系统。主要部件的尺寸如表 1 所列。为了提高回热器处的声阻抗，减小黏性损失，热声核处的截面积被局部扩大。为了调节回热器处的声场，在谐振管中间插入了一段截面积小于谐振管截面积的管段 (被称作阻性管)。分别采用 N_2、He 和 CO_2 作为工质，对系统的起振特性和稳态运行工况开展了系统的实验研究。

表 1　单级环路行波热声发动机主要部件的结构尺寸

Table 1　Dimensions of the single-stage looped thermoacoustic prime mover

项目	长度/mm	直径/mm
加热器	30	99
回热器	30	99
水冷器	30	99
谐振管	8160	26
阻性管	130	8

3　结果与讨论

图 2 给出了有阻性管和无阻性管 (阻性管被一段等长的谐振管替代) 时系统的起振温度。由图可知，不安装阻性管时，以 N_2 和 CO_2 为工质，系统的起振温度均高于 300°C，以 He 为工质时，系统甚至在最高 600°C 的加热温度下还无法起振。安装阻性管后，以 N_2 和 CO_2 为工质时，在相同平均压力下的起振温度均下降了 300°C 以上，以 He 为工质时也可在较低的加热温度下起振。对比可见，阻性管起到了改善声场的作用，大大降低了系统的起振温度。在实验的压力范围内，起振温度随平均压力的增大而降低。当平均压力相同时，He 的起振温度最高，其次是 N_2，CO_2 最低。对于 He，最低起振温度是 82°C，对应的冷端温度是 12°C，平均压力是 2.34 MPa。对于 N_2，最低起振温度是 70°C，对应的冷端温度是 12°C，平均压力是 2.32 MPa。对于 CO_2，最低起振温度是 55°C，对应的冷端温度是 14°C，平均压力是 2.35 MPa。

图 3~5 给出了系统在稳定运行状态下的性能。图 3 给出了加热温度随加热功率的变化关系。由图可知，对于这三种气体，加热温度都随加热功率的增大而升高。但是，对于 He，加热温度随加热功率的增加幅度较小。在小功率工况下，相同加热功率下 He 的加热温度最高，但在加热功率达到 1400 W 时，He 的加热温度却是最低的。此外，对于 N_2 和 CO_2，当加热功率小于 0.8 kW 时，加热温度低于 250°C，众多低品位热源能够提供该温位的热量。图 4 给出了频率和加热温度的关系。以 He 为工质时，

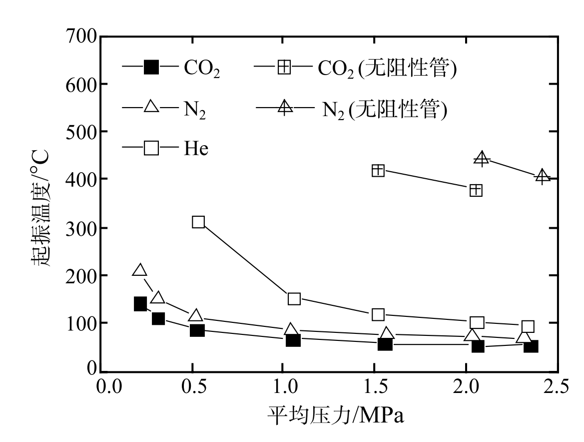


图 2　起振温度和平均压力的关系

Fig. 2　Onset temperature vs. mean pressure

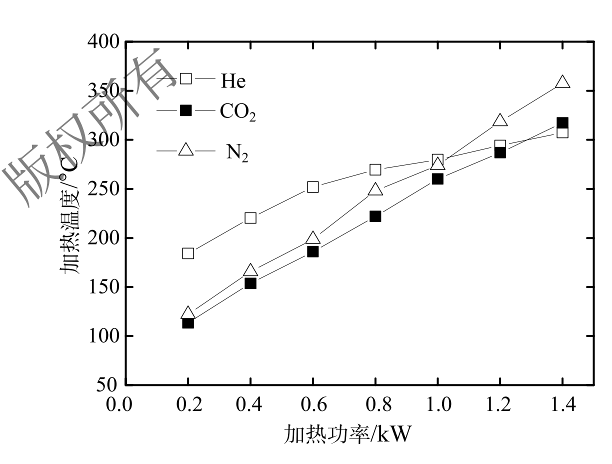


图 3　加热温度和加热功率的关系

Fig. 3　Heating temperature vs. heating power

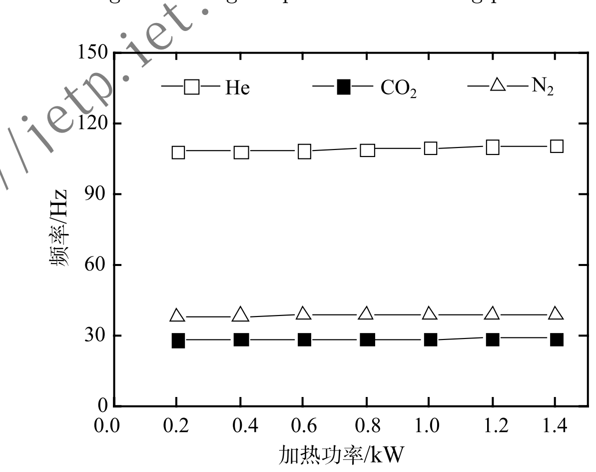


图 4　频率和加热功率的关系

Fig. 4　Frequency vs. heating power

系统的运行频率最高，其次是 N_2，最后是 CO_2。这是因为频率等于声速与波长之比，而系统的波长与环路总长度基本一致，在实验工况下 He 的声速最高，其次是 N_2，最低是 CO_2。加热温度随加热功率的增大而升高，加热器附近气体的声速会相应提高，

但环路中远离加热器的气体温度基本不变，因而其声速也基本不变。因此，系统的空间平均声速会小幅升高，这导致图 4 中的频率也随加热功率的增大而有所升高，但升高的程度较小。图 5 给出了压比与加热功率的关系。压比表征压力振荡的强度。一般来讲，高压比有利于在驱动直线电机等负载时获得更大的输出功。在实验中，以 N_2 为工质时获得了 1.14 的最大压比。

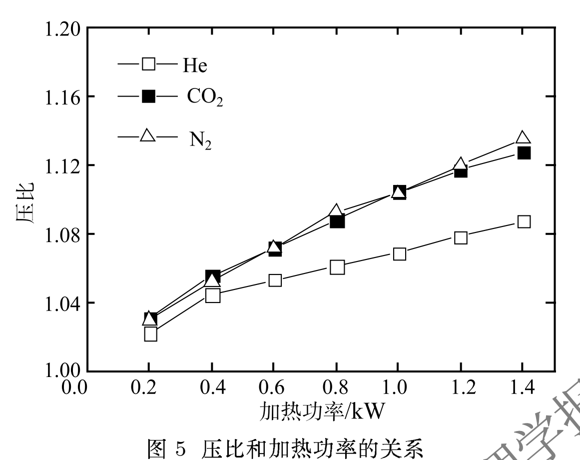


图 5 压比和加热功率的关系

Fig. 5 Pressure ratio vs. heating power

4 结 论

在总结高效行波热声系统设计关键原则的基础上，本文提出了利用阻性管调相的单级环路行波热声发动机方案，并对其起振特性和稳态运行工况开展了实验研究。实验结果表明，安装阻性管后，单级环路行波热声发动机的起振温度可以被大幅度降低，实验中系统的最低起振温度仅为 55°C (工质为 CO_2，平均压力为 2.35 MPa)。此外，系统可以在 200°C 以下的加热温度下达到比较可观的压比。这说明了该结构的环路行波热声发动机系统在利用低品位热源进行驱动方面具有可行性和巨大潜力。

参 考 文 献

[1] Jin T, Huang J, Feng Y, et al. Thermoacoustic Prime Movers and Refrigerators: Thermally Powered Engines Without Moving Components [J]. Energy, 2015, 93: 828–853

[2] Ceperley P H. A Pistonless Stirling Engine—The Traveling Wave Heat Engine [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1979, 66(5): 1508–1513

[3] Yazaki T, Iwata A, Maekawa T, et al. Traveling Wave Thermoacoustic Engine in a Looped Tube [J]. Physical Review Letters, 1998, 81(15): 3128–3131

[4] Backhaus S, Swift G W. A Thermoacoustic Stirling Heat Engine [J]. Nature, 1999, 399(6734): 335–338

[5] de Blok K. Multi-stage Traveling Wave Thermoacoustics in Practice [C]//19th International Congress on Sound and Vibration Vilnius, Lithuania: International Institute of Acoustics and Vibration (IIAV) and Vilnius University, 2012: 1–8

[6] Yu Z, Jaworski A J, Backhaus S. Travelling-wave Thermoacoustic Electricity Generator Using an Ultra-Compliant Alternator for Utilization of Low-grade Thermal Energy [J]. Applied Energy, 2012, 99: 135–145

[7] Kang H, Cheng P, Yu Z, et al. A Two-stage Traveling-wave Thermoacoustic Electric Generator With Loudspeakers as Alternators [J]. Applied Energy, 2015, 137: 9–17

[8] Swift G W. Thermoacoustics: a Unifying Perspective for Some Engines and Refrigerators [M]. New York: Acoustical Society of America, American Institute of Physics Press, 2002